

⑨ 日本国特許庁(JP)

⑩ 特許出願公開

⑪ 公開特許公報(A)

昭61-164039

⑫ Int. Cl.⁴

F 02 B 37/00

識別記号

庁内整理番号

B-6657-3G

⑬ 公開 昭和61年(1986)7月24日

審査請求 未請求 発明の数 1 (全7頁)

⑭ 発明の名称 多段ターボ過給機関

⑮ 特 願 昭60-2673

⑯ 出 願 昭60(1985)1月11日

⑰ 発 明 者 山 根 健 横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内
⑱ 出 願 人 日産自動車株式会社 横浜市神奈川区宝町2番地
⑲ 代 理 人 弁理士 後藤 政喜 外1名

明 細 書

発明の名称

多段ターボ過給機関

特許請求の範囲

比較的高圧の排気に適合する高圧段ターボ過給機と比較的低圧の排気に適合する低圧段ターボ過給機とを備えた内燃機関において、前記複数のターボ過給機に対応する複数の排気弁と、各排気弁からその対応するターボ過給機の排気タービンに至る互いに独立した複数の排気通路とを設ける一方、高圧段ターボ過給機に対応する高圧段側排気弁は排気行程の当初より開弁するとともに低圧段ターボ過給機に対応する低圧段側排気弁は前記高圧段側排気弁よりも遅れて開弁するように各排気弁の作動時期を設定したことを特徴とする多段ターボ過給機関。

発明の詳細な説明

(産業上の利用分野)

この発明は、内燃機関の排気圧力を動力源として吸気を加圧供給するターボ過給機を複数個設け

た機関に関する。

(従来の技術)

機関出力や燃費の向上を目指してターボ過給機を備えた車両用内燃機関が増えつつあるが、車両用機関ではターボ過給機の動力源となる排気の流量変動幅が大きいため、単一のターボ過給機では機関とのマッチングが難しく、例えば低速回転域からの加速時など、過渡的な運転状態で十分にその能力を発揮させるのが困難になる場合がある。また、実用上問題を生じない程度のマッチングに成功したとしても、運転状態によってはターボ過給機の排気タービンを通じた排気に依然として多量の熱エネルギーが保有されていることが多く、従って熱エネルギーの回収という面から見れば単一の過給機では必ずしも十分ではない。

このような観点から、内燃機関に互いに直列的に2個のターボ過給機を設けた2段過給方式と呼ばれるものが提案されている。

これを第7図に基づいて説明すると、図中第1のターボ過給機(高圧段ターボ過給機)5は機関1

からの排気通路3に介装される高圧段タービン5 Aと、吸気通路4に介装される高圧段コンプレッサ5 Bと、これらを直結する回転軸5 Cとから構成され、また第2のターボ過給機(低圧段ターボ過給機)6は高圧段タービン5 Aの下流側にて排気通路3に介装される低圧段タービン6 Aと、高圧段コンプレッサ5 Bの上流側にて吸気通路4に介装される低圧段コンプレッサ6 Bと、これらを直結する回転軸6 Cとから構成されている。

排気通路3と吸気通路4には、それぞれ高圧段タービン5 A、高圧段コンプレッサ5 Bを迂回するようにして排気バイパス通路7と吸気バイパス通路8が設けられており、タービン5 Aとコンプレッサ5 Bの前後に位置して介装されたバルブ9 A~9 Hを運転状態に応じて切り換えることにより、高圧段ターボ過給機5と低圧段ターボ過給機6の双方、または低圧段ターボ過給機6のみを作動せられるようになってい。なお、図において10、11はそれぞれ低圧段コンプレッサ6 B、高圧段コンプレッサ5 Bの吐出空気を冷却するイ

の高圧段タービン5 Aを駆動し、その後さらに低圧段タービン6 Aを通過することになるので、どうしても排気抵抗が大きくなり、高圧段タービン5 Aの入口側圧力が上昇する傾向が生じる。このため、気筒内残留ガスが多くなりがちで、その分だけ吸気充填率が悪化するので多段過給による大幅な過給圧の増加を達成してもそれに見合うほどの比出力の向上効果が得られない。また、ガソリンを主燃料とする火花点火機関の場合は、高温の残留ガスにより燃焼室温度が上昇するためノッキングを起こしやすくなるという問題を生じる。

この発明は、このような従来の問題点を解消した多段ターボ過給機関を提供することを目的としている。

(問題点を解決するための手段)

上記目的を達成するためにこの発明では、比較的高圧の排気に適合する高圧段ターボ過給機と比較的低圧の排気に適合する低圧段ターボ過給機とを備えた内燃機関において、前記複数のターボ過給機に対応する複数の排気弁と、各排気弁からそ

ンダークラを設けている。

この種の過給装置によると、高圧段ターボ過給機5として比較的小型のものを設けることにより排気流量の少ない低回転域からの加速時における過給圧の立ち上がりを早くでき、一方低圧段ターボ過給機6は比較的大容量のものを適用することにより排気流量の増加に対応した充分な過給を行うことができ、即ち加速性能を改善しつつ比出力の大幅な向上が可能である。また、高圧段ターボ過給機5が作動している運転条件においては、そのタービン5 Aを通過した排気により低圧段ターボ過給機6が駆動され、低圧段コンプレッサ6 Bを介して予備的に加圧された空気が高圧段コンプレッサ5 Bへと供給されることになるので、排気エネルギーを有効利用した非常に効率の良い過給がなされることになる。(特許出願「過給機の知識」成山堂出版社刊参照)

(発明が解決しようとする問題点)

しかしながらその反面、高圧段ターボ過給機5を作動させる運転条件では機関排気はまず小容量

の対応するターボ過給機の排気タービンに至る互いに独立した複数の排気通路とを設ける一方、高圧段ターボ過給機に対応する高圧段側排気弁は排気行程の当初より開弁するとともに低圧段ターボ過給機に対応する低圧段側排気弁は前記高圧段側排気弁よりも遅れて開弁するように各排気弁の作動時期を設定した。

(作用)

上記構成によれば、まず排気行程の当初は高圧段側排気弁が開いて高温高圧の排気が高圧段タービンに供給されるため、低負荷運転状態からの加速時における速やかな過給圧上昇効果が確保される。

ただし、排気行程の途中で低圧段側排気弁が開いて比較的排気通路抵抗の少ない低圧段タービンへと燃焼ガスが送られることになるので、筒内燃焼ガスの残留量が減少するとともに後続する吸気行程の開始時までには筒内圧力が十分に低下する。

従って、高圧段と低圧段のコンプレッサを介して得られる高い過給圧が生かされ、充分な充填効

率が確保される。また、残留ガスが減少することから燃焼室温度の過上昇が抑えられる。

なお、言うまでもないが、上記「排気行程」とは断言上便宜的に定義されるピストンの上下死点を基準としたものではなく、機関が実際に排気動作を行う期間を意味している。また、高圧段と低圧段の各タービンに至る複数の排気通路は互いに恒常的に独立していることを要求するものではなく、例えば第7図について説明したように排気流量が極めて多いときなど運転条件によっては高圧段タービンに向かう排気を低圧段タービンの入口側に送がすために排気バイパス通路を介して各段の排気通路を相互に連通すること等は妨げない。

以下、この発明の実施例を図面に基づいて説明する。なお、第7図と対応する部分には同一の符号を付して示すことにする。

(実施例)

第1図または第2図において、機関1は気筒あたり各々2個の吸気弁20、21と排気弁22、23を設けた4バルブ形式で、この場合排気弁2

コンプレッサ5Bを介しての過給圧がある所定値を越えると開弁してバイパス通路7を開き第1排気通路24の排気の一部を低圧段タービン5Aの方向へ送がすようになっている。これは、高圧段ターボ過給機5の過回転を防止して最大過給圧を抑えるためであり、従ってこの高圧段ターボ過給機5の容量ないし機関1とのマッチングによっては排気バイパス通路7及び排気バイパス弁9を要しない構成とすることもできる。また、第1排気通路24は、後述するように排気行程前期における高圧段側排気弁22の開弁によって比較的高圧の燃焼ガスが導入されるが、この開弁当初に高圧で排出される燃焼ガス(ブローダウンガス)のエネルギーをできるだけ損なわずに高圧段コンプレッサ5Bまで導くために、第1排気通路24の容積は可及的に小さくするのが望ましい。

一方、吸気系の構成は第7図と同様であり、単一の吸気通路4の途中に、低圧段ターボ過給機6のコンプレッサ6Bと、その下流側に位置する高圧段側ターボ過給機5のコンプレッサ5Bとがそ

2が高圧段側、同23が低圧段側に割り当てられている。

24は高圧段側排気弁22が開いたときに燃焼室2からの排気を高圧段ターボ過給機5のタービン5Aに導入する第1排気通路、25は低圧段側排気弁23が開いたときに排気を低圧段ターボ過給機6のタービン6Aに導入する第2排気通路で、これら第1、第2排気通路24、25は各々のタービン5A、6Aに至るまでは互いに独立している。ただし、この場合高圧段タービン5Aよりも上流側で第1排気通路24から分岐した排気バイパス通路7が低圧段タービン6Aの上流側にて第2排気通路25に接続し、また高圧段タービン5Aの出口部も前記排気バイパス通路7とはほぼ同一の位置にて第2排気通路25に接続している。なお、9は排気バイパス通路7を開閉する排気バイパス弁で、この排気バイパス弁7は図示しないダイヤフラムアクチュエータ等を介して駆動され、常時は排気バイパス通路7を閉ざして第1、第2排気通路24、25を互いに独立させているが、

それぞれ介装されている。

第3図は吸排気弁の開閉時期を表したもので、E1、E2、Iはそれぞれ高圧段側排気弁22、低圧段側排気弁23、吸気弁20、21のリフトカーブを示している。図示したように排気行程はまず高圧段側排気弁22の開弁により開始され、所定期間だけ排気行程が経過したところで低圧段側排気弁23が開き始める。低圧段側排気弁23の開時期は上死点(TDC)を所定期間経過した後であり、吸気弁20、21の開弁開始時期よりも遅いためオーバーラップ期間がある。これに対して高圧段側排気弁22の開時期は、この場合吸気弁20、21の開弁開始時期よりも早いので吸気行程とのオーバーラップはなく、低圧段側排気弁23の開弁期間と幾らかオーバーラップする程度の設定である。

上記バルブタイミングによれば、まず排気行程の概ね前半の期間で高圧段側排気弁22が開くため、比較的高圧の燃焼ガスが燃焼室2から第1排気通路24を介して高圧段タービン5Aへと導入

される。そのまま吸気行程を迎えたとすると第1排気通路24の高圧が燃焼室2ないし気筒内に作用する結果、筒内に多量の燃焼ガスが残留して吸気充填率の低下を引き起こすことになるが、この場合排気行程の途中で低圧段個別排気弁23が開いて燃焼室2から第2排気通路25を介して比較的抵抗の少ない低圧段コンプレッサ6Bへと燃焼ガスを導入するため、排気行程の後半において筒内の圧力は速やかに低下する。従って、吸気行程の開始時には2段のコンプレッサ5B、6Bにより充分に加圧された吸気が吸気通路4を介して円滑に筒内へと供給される。このとき、筒内に残留ガスがあっても、この残留ガスは低圧段個別排気弁23が開いているオーバーラップ期間の間に前記加圧吸気により第2排気通路25へと押し出されるので、確実に掃気される。

なお、上記バルブタイミングにおいて高圧段個別排気弁22の閉時期を吸気弁20、21の開弁開始時期よりも早くしたのは、上述の掃気作用時に第1排気通路24の圧力が悪影響を及ぼすのを回

る加圧吸気の吹き抜け現象を回避することができる。

第6図はこの発明の第3の実施例である。これは直列6気筒機関1Aを#1、#2、#3気筒からなる第1気筒群41と、#4、#5、#6気筒からなる第2気筒群42とに分け、各気筒群41、42毎に高圧段ターボ過給機51、52を設けたものである。排気行程前期での高圧段個別排気弁22の開弁に伴い、第1気筒群41の排気は排気通路43を介して第1の高圧段ターボ過給機51の排気タービン51Aに、また第2気筒群42の排気は排気通路44を介して第2の高圧段ターボ過給機52の排気タービン52Aに導入され、それぞれのコンプレッサ51B、52Bを駆動する。各タービン51A、52Aを通過した排気は排気通路45及び集合管状の排気通路46を介して合流し、低圧段ターボ過給機6の排気タービン6Aに導入される。一方、排気行程後期で低圧段個別排気弁23が開くと、排気は排気通路46を介して直接的に低圧段タービン6Aに導入される。また、

遅するためであり、従って吸排気オーバーラップ期間に至るまでに前記第1排気通路24の圧力を充分に下げうる限りにおいて高圧段個別排気弁22の閉時期をさらに遅らせてもよい。

第4図にこの発明の第2の実施例を示す。これは第1図の構成に加えて、第1吸気弁20を高圧段側に割り当ててその開弁期間(I1)を吸気行程の後半にとり、第2吸気弁21を低圧段側に割り当ててその開弁期間(I2)を吸気行程の前半に設定するとともに(第5図参照)、高圧段・低圧段の各コンプレッサ5B、6Bの出口部からそれぞれに対応する第1、第2吸気弁20、21に至る2個の吸気通路28、29を形成し、機関に対して吸気行程の前半では低圧段コンプレッサ6Bからの比較的低下の加圧空気を、同じく後半では高圧段コンプレッサ5Bからの比較的高圧の加圧空気を供給するようにしたものである。この実施例によれば、前述したように吸気行程の当初に比較的低下の加圧吸気が供給されるので、排圧がそれほど急激に上昇しない条件下でのオーバーラップ期間におけ

る吸気はまず低圧段ターボ過給機6のコンプレッサ6Bを介して加圧されたのち吸気通路47を介して分岐され、高圧段側の各コンプレッサ51B、52Bでさらに加圧されたのち各気筒群41、42に共通の分岐管状吸気通路48を介して#1～#6気筒へと供給される。

多気筒機関では排気脈動波が干渉し合わないようにして排気タービンに導入するとタービン効率を可及的に高めることができるが、点火順序が例えば#1-#5-#3-#6-#2-#4の直列6気筒機関では、上述したように#1、#2、#3気筒からなる第1気筒群41と#4、#5、#6気筒からなる第2気筒群42がそれぞれ排気干渉を起こさないグループを構成する。このことから、この実施例によれば多段ターボ過給機関としての効率を著しく高めることができる。

(発明の効果)

以上を要するに、この発明によれば多段ターボ過給機関に顕著な排圧の上昇を抑えて筒内残留ガスを低減することができるので、高圧段ターボ過

給気による優れた過渡特性を確保しつつ、低圧段ターボ過給機の作動に伴う段階的な吸気加圧による高率過給を生かして機関の比出力を確実に向上できる。

また、残留ガスの減少により燃焼室温度が低下するので、火花点火機関のノッキング限界を高められるという効果も得られる。

図面の簡単な説明

第1図はこの発明の第1実施例の概略構成図、第2図、第3図は各々その要部断面図、吸排気弁の開閉タイミング図である。第4図は同じく第2実施例の概略構成図、第5図はその吸排気弁の開閉タイミング図である。第6図は同じく第3実施例の概略構成図である。第7図は従来例の概略構成図である。

1…内燃機関、2…燃焼室、4…吸気通路、5…高圧段ターボ過給機、5A…高圧段タービン、5B…高圧段コンプレッサ、6…低圧段ターボ過給機、6A…低圧段タービン、6B…低圧段コンプレッサ、7…排気バイパス通路、9…排気パイ

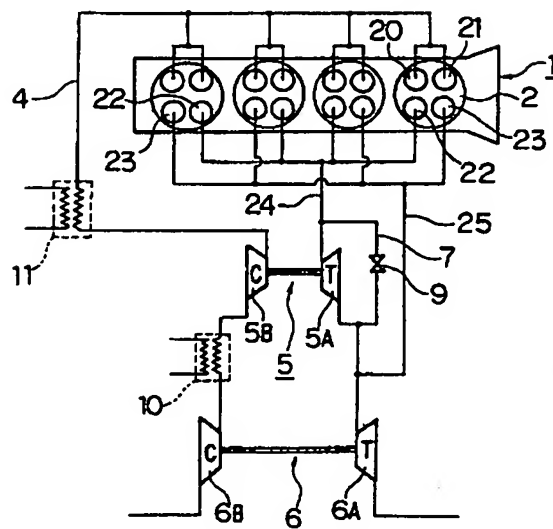
パス弁、10、11…インターラ、20、21…吸気弁、22…高圧段側排気弁、23…低圧段側排気弁、24…第1排気通路(高圧段側)、25…第2排気通路(低圧段側)。

特許出願人 日産自動車株式会社

代理人 弁理士 後藤政喜
(外1名)

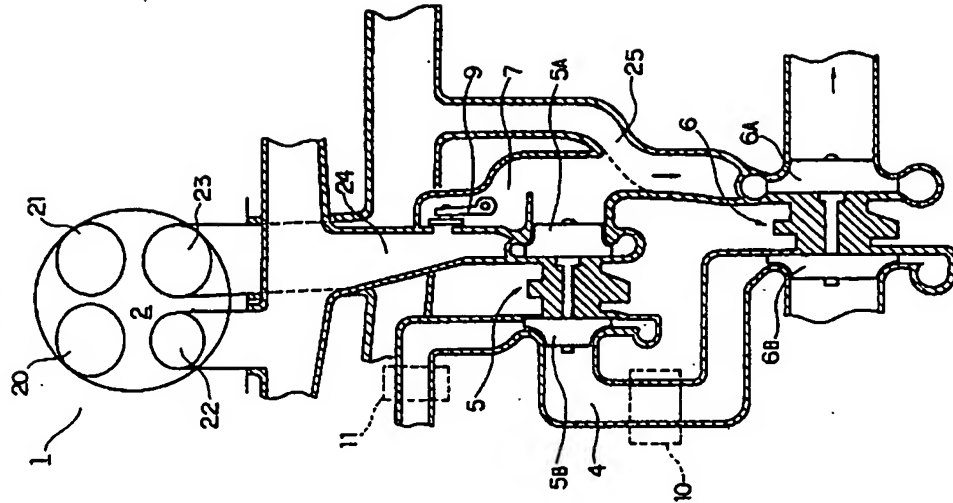


第1図

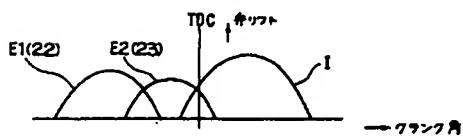


- 1…内燃機関
- 4…吸気通路
- 5…高圧段ターボ過給機
- 5A…高圧段タービン
- 5B…高圧段コンプレッサ
- 6…低圧段ターボ過給機
- 6A…低圧段タービン
- 6B…低圧段コンプレッサ
- 20, 21…吸気弁
- 22…高圧段側排気弁
- 23…低圧段側排気弁
- 24…第1排気通路
- 25…第2排気通路

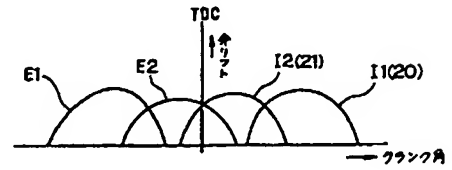
第2図



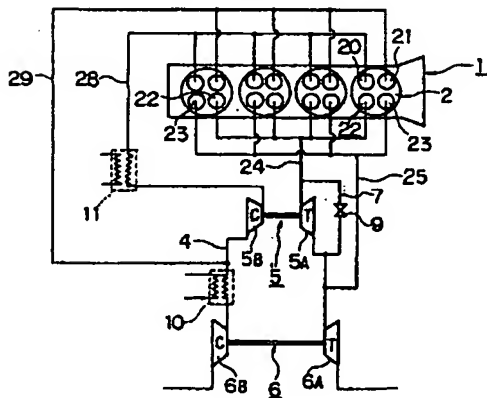
第3図



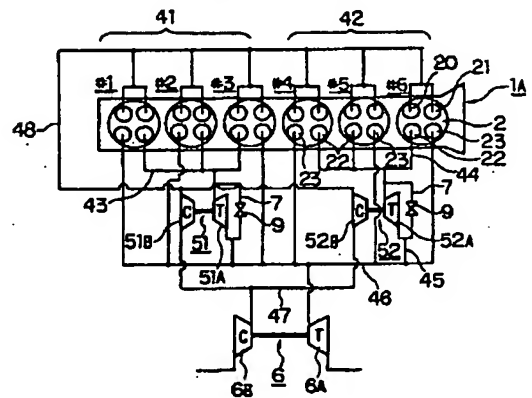
第5図



第4図



第6図



PAT-NO: JP361164039A
DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 61164039 A
TITLE: MULTISTAGE TURBO
SUPERCHARGED ENGINE
PUBN-DATE: July 24, 1986

INVENTOR-INFORMATION:

NAME	COUNTRY
YAMANE, TAKESHI	

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME	COUNTRY
NISSAN MOTOR CO LTD	N/A

APPL-NO: JP60002673
APPL-DATE: January 11, 1985

INT-CL (IPC): F02B037/00

US-CL-CURRENT: 123/562

ABSTRACT:

PURPOSE: To reduce gas remaining in a cylinder in an internal combustion engine provided with high and low pressure stage turbo superchargers by providing exhaust valves corresponding the respective superchargers so that the high pressure stage side exhaust valve is opened from the beginning of exhaust stroke and then the low pressure stage side exhaust valve is opened.

CONSTITUTION: Every cylinder is provided with two intake valves

20, 21 and exhaust valves 22, 23. The exhaust valve 22 of each cylinder is independently connected to a turbine 5A of a high pressure stage turbo supercharger 5 through a first exhaust path 24 and the exhaust valve 23 connected independently to a turbine 6A of a low pressure state turbo supercharger 6 through a second exhaust path 25. An exhaust bypass path 7 having a valve 9 interposed is branched from the first exhaust path 24 at the upstream side of the high pressure stage turbine 5A and connected to the second exhaust path 25 at the upstream side of the low pressure stage turbine 6A. And a valve operating period is set such that said exhaust valve 22 is opened from the beginning of exhaust stroke, while said exhaust valve 23 is opened behind said exhaust valve 22.

COPYRIGHT: (C)1986,JPO&Japio